

УДК 629.114.2

СМИРНОВ В.И., к.т.н., ООО НТЦ «СКИПЛ»
СМИРНОВ В.В., инж., ООО НТЦ «СКИПЛ»
ШУБА С.А., ст. преп., НТУ «ХПИ»

ТЯГОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА С БЕССТУПЕНЧАТЫМ МЕХАНИЗМОМ ПОВОРОТА

Встановлено залежності тягових показників трактора й визначений раціональний спосіб руху гусеничного рушія трактора з безступінчастим механізмом повороту.

Введение. В настоящее время существует трактор ХТЗ-200 с перспективным бесступенчатым механизмом поворота. Механизм поворота трактора типа ХТЗ-200, обеспечивая бесступенчатое кинематическое рассогласование движителей на величину $\pm \Delta\alpha_k$, сохраняет активность гусениц в соответствии с их тяговыми возможностями по сцеплению.

Анализ последних публикаций и достижений. Решению проблемы увеличения эффективности использования колесных и гусеничных движителей посвящен ряд работ [1–4], в которых показано, что для исследования взаимодействия движителя с опорной поверхностью целесообразно использовать аппроксимированную функцию сцепления.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является установление зависимостей тяговых показателей трактора для определения рационального способа движения гусеничного движителя трактора с бесступенчатым механизмом поворота.

Тяговые показатели движителя трактора ХТЗ-200. Как известно [1], тяговые возможности движителей по сцеплению определяются зависимостью $r = f(\psi)$, а буксование – $\delta = 1 - r$, где

$$r = \frac{r_k}{r_c}; \quad (1)$$

$$r_k = \frac{\Delta S_k}{\Delta \alpha_k}; \quad (2)$$

r_c – свободный радиус качения ведущего колеса движителя при движущей силе в направлении движения машины $P_k = 0$;

$$\psi = \frac{P_k}{G_k}; \quad (3)$$

G_k – сцепной вес, приведенный к оси ведущего колеса движителя;

ΔS_k – элементарное перемещение оси ведущего колеса в направлении движения движителя;

$\Delta\alpha_k$ – элементарный угол поворота ведущего колеса движителя.

Предположим, что при движении на гоне, в процессе проведения сельскохозяйственных работ, например, на пахоте, тяговые возможности движителей равны и соответствуют данным тяговых испытаний трактора и не изменяются существенно во времени при проведении технологической операции. Воспользуемся результатами работы [1], где КПД движителя

$$\eta = r \cdot \psi, \quad (4)$$

$$r = 1 - 0,03 \cdot \psi - 1,4 \cdot \psi^{15}. \quad (5)$$

Всегда необходимо понимать, что $r = f(\psi)$ – мгновенная реализация, однозначно определяет сцепление и КПД в любой произвольно взятой точке пространства взаимодействия движителя с опорной поверхностью. Теоретическая функция $r = f(\psi)$ экспериментально может быть определена только методами математической статистики и вероятностными показателями пределов ее значений [2]. Здесь уместно сказать, что данная теория для движителей колесного и гусеничного идентична. В гусеничном движителе ведущее колесо может быть спереди, сзади, вверху гусеничного обвода, а в колесном всегда по середине беговой дорожки. Но при любом движителе элементарное перемещение оси ведущего колеса ΔS_k является первопричиной движения остова машины, которое может произойти только при элементарном угловом перемещении $\Delta\alpha_k$ вокруг оси ведущего колеса движителя, а соотношение $\Delta S_k / \Delta\alpha_k$ и есть радиус качения движителя r_k , который в свою очередь однозначно определяет КПД машины-самодвижущейся массы [3, 4].

На рис. 1, 2 представлены схема поворота трактора и графическое изображение зависимости (5). Активная мощность движителей обеспечивает преодоление мощности сопротивления повороту N_{Π} , мощности сопротивления движению сельскохозяйственной машины и трактора, но при этом возможности реализации мощности движителями определяются только функцией сцепления.

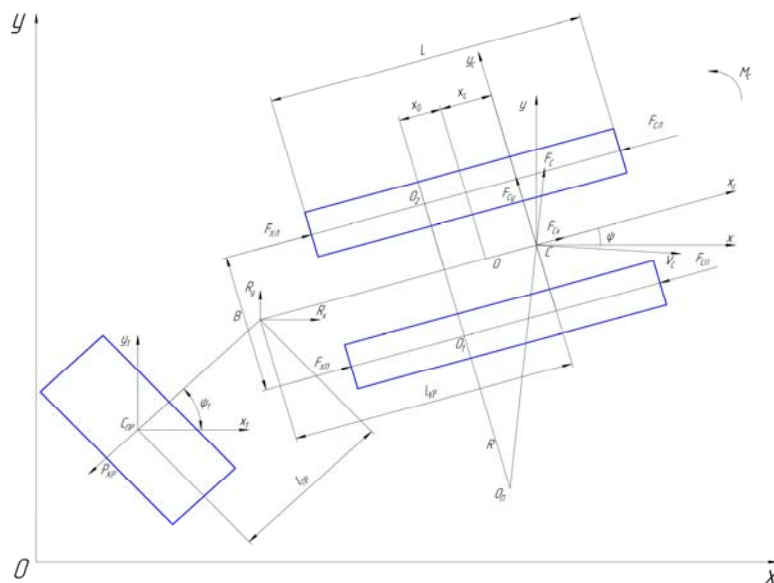


Рисунок 1 – Схема поворота гусеничного трактора

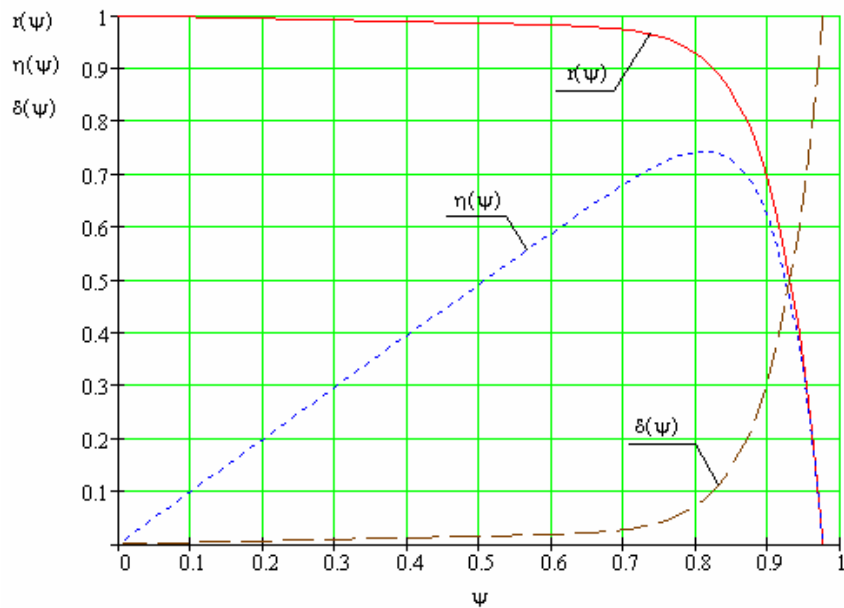


Рисунок 2 – Тяговые показатели движителя трактора ХТЗ-200

При работе на пахоте трактора типа ХТЗ-200 на поворотных полосах в конце гона наблюдается поворот с радиусом $R_{min} = B$, т.е. $R_{вн} = 0$, $R_{нар} = B$. В этом случае

$$M_{\Pi} \cdot \omega_{\Pi} = M_{нар} \cdot \omega_{нар}, \quad (6)$$

где M_{Π} – момент сопротивления повороту,
 ω_{Π} – угловая скорость поворота,
 $M_{нар}$ – момент на звездочке забегающего (наружного) борта,
 $\omega_{нар}$ – угловая скорость звездочки забегающего борта.

На пахоте радиус поворота изменяется от $R_{min} = B$ при развороте в конце гона до $R = \infty$ при прямолинейном движении, когда радиусы качения ведущих колес движителей наружного и внутреннего равны.

Выводы

Механизм поворота рассматриваемой конструкции с одной стороны может обеспечить поворот с $R = 0$, а с другой стороны необходимо ему обеспечить устойчивость прямолинейного движения на гоне с реализацией сцепления движителей в зоне максимального КПД, т.е. радиусы подворота на гоне не могут быть меньше 15–20 м, что легко определяется с помощью зависимостей (4, 5).

Список литературы. 1. Смирнов В.И. Сравнительная оценка тяговых показателей движителей / В сб. «Проблема воздействия движителей на почву и эффективные направления ее решения». – М.: ВИМ, 1998. 2. Смирнов В.И. Энергосберегающие ведущие мосты / В сб. «Земледельческая механика и растениеводство». – М.: ВИМ, 2001. Т. 6. 3. Смирнов В.И. Коэффициент полезного действия // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007, №11. 4. Смирнов В.И., Смирнов В.В., Шуба С.А. Трактор – самодвижущаяся масса // Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – НТУ «ХПИ». – 2007. – № 12, с. 69-73. 5. Шуба С.А. Математическое моделирование поворота гусеничных машин с учетом крюковой нагрузки // Тематический выпуск «Транспортное машиностроение». – НТУ «ХПИ». – 2007. – № 33, с. 192-197.